



(12) Offenlegungsschrift
(10) DE 195 46 645 A 1

(51) Int. Cl. 6:
B 60 G 23/00
B 60 G 17/04
B 60 G 21/10
F 15 B 1/02

(21) Aktenzeichen: 195 46 645.4
(22) Anmeldetag: 14. 12. 95
(43) Offenlegungstag: 27. 6. 96

(30) Innere Priorität: (32) (33) (31)

22.12.94 DE 44 45 963.7

(71) Anmelder:

Fichtel & Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE

(72) Erfinder:

Schalles, Walter, 51570 Windeck, DE; Knecht, Heinz,
53783 Eitorf, DE; Lenze, Joachim, 53773 Hennef, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Hydraulikeinrichtung zur Stabilisierung und Niveauregelung eines Fahrzeuges

(57) Hydraulikeinrichtung insbesondere zur Stabilisierung und Niveauregelung eines Fahrzeuges, mit einer Zylinder-Kolben-Einheit, die einen über ein Regelventil mit einer Druckleitung verbindbaren Druckraum aufweist, der einen mit einer axialen nach außen abstehenden Kolbenstange verbundenen und axial verschiebbaren Kolben stützseitig druckbelastet, mit einer in einem Auffangbehälter mündenden und einem Hydrospeicher verbundenen Leitung, die über das Regelventil mit dem Druckraum verbindbar ist und einer in der Druckleitung angeordneten Hydraulikpumpe, die über eine Ausgangsleitung mit dem Auffangbehälter verbunden ist, wobei zwischen dem Druckraum und dem Hydrospeicher ein verstellbares Dämpfungsglied angeordnet ist, so daß das Regelventil und das Dämpfungsglied mittels einer aufeinander abgestimmten Regelelektronik betrieben werden, die anhand einer Sensoranordnung eine Führungsgröße für die Niveaulage und eine Dämpfungsgröße für den Fahrkomfort bereitstellt, wobei aus den sensierten Fahrzuständen eine Fallunterscheidung für das Dämpfungsglied und das Regelventil vorgenommen wird, derart, daß beim Zu- oder Abführen von Druckmittel zur Regelung der Niveaulage über das Regelventil das Dämpfungsventil zusätzlich zu einer ggf. durch das Rad eingeleitete Schwingungsstörgröße eine härtere Dämpfkrafteinstellung aufweist.

DE 195 46 645 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 04. 98 602 026/925

10/27

DE 195 46 645 A 1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Hydraulikeinrichtung, insbesondere zur Stabilisierung und Niveauregelung eines Fahrzeuges, mit einer Zylinder-Kolben-Einheit die einen über ein Regelventil mit einer Druckleitung verbindbaren Druckraum aufweist, der einen mit einer axialen nach außen abstehenden Kolbenstange verbundenen und axial verschiebbaren Kolben stirnseitig druckbelastet, mit einer in einem Auffangbehälter mündenden und einem Hydrospeicher verbundenen Leitung, die über das Regelventil mit dem Druckraum verbindbar ist und einer in der Druckleitung angeordneten Hydraulikpumpe, die über eine Ausgangsleitung mit dem Auffangbehälter verbunden ist.

Es sind bereits Hydraulikeinrichtungen bekannt (z. B. DE-OS 38 25 279), die zur Stabilisierung und Niveauregelung eines Fahrzeuges dienen und mit einer Zylinder-Kolben-Einheit versehen sind. Die Zylinder-Kolben-Einheit weist dabei einen über ein Wegeventil mit einer Druckleitung verbindbaren Druckraum auf. Im wesentlichen besteht die Hydraulikeinrichtung aus einem mit einer Kolbenstange verbundenen Arbeitskolben, einem Auffangbehälter und einer Regelpumpe. In der Druckleitung ist zwischen dem Wegeventil und der Regelpumpe ein von der Regelpumpe mit konstantem Druck versorger Hydrospeicher und in der Rücklaufleitung ein Druckregelventil angeordnet. Dem Hydrospeicher ist eine Drossel vorgeschaltet.

Nachteilig bei dieser Anordnung ist, daß Wegeventile eingesetzt sind. Die Wegeventiltechnik beinhaltet permanent hohe hydraulische Leckageverluste und mithin hohe hydraulische Verlustleistung. Weiterhin nachteilig ist, daß mit derartig bekannten Systemen zwar die Aufbaustabilisierung eines Fahrzeuges gut beherrscht werden kann, demgegenüber jedoch keine deutliche Verbesserung des Abrollkomforts zu erzielen ist.

Aus der DE-PS 39 02 743 ist ein Rad- bzw. Abstützagggregat für Kraftfahrzeuge mit einem doppeltwirkenden hydraulischen Kolben-Zylinder-Aggregat bekannt, dessen vom Kolben voneinander abgetrennte Kammern mittels einer Steuer- bzw. Regelventilanordnung abschließbar und/oder mit einem hydraulischen Druckquelle bzw. Druckseite einer hydraulischen Pumpe oder mit einem Hydraulikreservoir bzw. der Saugseite einer hydraulischen Pumpe verbindbar sind.

Zur Steuerung des Abstützagggregats dient eine Elektronik, die in Abhängigkeit der Hubstellung der Räder relativ zum Fahrzeugaufbau oder alternativ unter Verwendung der Vertikalbeschleunigung der Räder oder des Aufbaus, bzw. der Drücke in den Arbeitskammern ein Regelventil ansteuert. Die Drosselanordnung zur Dämpfung des Abstützagggregats erfolgt ebenfalls über eine Steuerelektronik, die die Beladung des Fahrzeugs oder dessen Geschwindigkeit als Maß für die Dämpfkrafteinstellung heranzieht. Eine manuelle Einstellung ist ebenfalls möglich.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine kostengünstige Hydraulikeinrichtung zu schaffen, bei der der hydraulische Gesamtleistungsbedarf eines Fahrzeugs mit semiaktiver Aufbaustabilisierung minimiert wird, eine deutliche Verbesserung des Abrollkomforts erzielt wird und ein Ventil mit fahrzeuggerechter, passiver Ventildynamik bei geringer Ventilleckage zur Anwendung kommt.

Erfundungsgemäß wird die Aufgabe durch den Patentanspruch 1 gelöst.

Die Unterscheidung zwischen einer Führungsgröße

- für die Niveaulage und der Störgröße für die Dämpfungshöhe bringt wesentliche Vorteile mit sich. Bei einer Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit ohne langhubige Sinuswellen der Fahrbahn befindet sich der Fahrzeugaufbau in einem quasi stationären Zustand. Es ist keine Lageregelung nötig. Man kann die Dämpfkraft auf ein relativ weiches Niveau einstellen und den Abrollkomfort positiv beeinflussen. Der Abrollkomfort wird von den hochfrequenten Schwingungsstörgrößen des Straßenbelags bestimmt. Kleinste Bodenwellen oder nur der Fahrbahnbelag versetzen das Rad in hochfrequente Schwingungen mit kleinen Amplituden. Diese Art der Schwingung kann durch eine maßvolle Bedämpfung auf ein komfortables Maß beschränkt werden. Bei einer plötzlich einsetzenden Niveauänderung des Fahrzeugaufbau, die in dieser Form nicht akzeptiert werden kann, müssen sehr schnell Maßnahmen ergriffen werden, die eine spürbare Verbesserung der Fahrzeugaufbaulage nach sich ziehen. Das dann auf eine harte Dämpfkraft eingestellte Dämpfventil verhindert, daß die Pumpe ein relativ großes Dämpfvolumen unter Druck setzen muß. Der Hydrospeicher wird über das Dämpfungsglied von der Zylinder-Kolben-Einheit praktisch abgetrennt, so daß das vorzuspannende Dämpfvolumen kleiner ist und sich sehr viel schneller eine Druckkraft aufbauen kann, die der Lageregelung dienlich ist. Folglich kann mit einer relativ kleinen Pumpe eine ausreichende Druck- und Volumenversorgung erfolgen. Die Regelelektronik behandelt sowohl die Dämpfung als auch die Niveauregulierung in einem Gesamtkonzept. Eine isolierte Bearbeitung, wie aus dem Stand der Technik bekannt, bedingt einen sehr viel größeren apparativen Aufwand, insbesondere eine sehr große Pumpenleistung.
- Entsprechend einem weiteren vorteilhaften Merkmal weist die Zylinder-Kolben-Einheit für beide Arbeitsräume einen gemeinsamen Hydrospeicher auf, wobei der Kolben als Plunger ohne weitere Ventile oder mit zusätzlichen Dämpfventilen ausgeführt sein kann. Im Vergleich zum Stand der Technik kann mit weniger Aufwand ein gutes technisches Ergebnis erzielt werden. Es darf nicht vergessen werden, daß eine große Anzahl von Speichern auch einen erheblich Bauraum im Fahrzeug bedarf.
- Zur Einflußnahme auf die Dämpfkraft der Zylinder-Kolben-Einheit dient das Regelventil, das aus einem Einlaß- und einem Auslaßventil besteht, sowie das Dämpfungsglied. Im Hinblick auf eine Minimierung der Leitungslängen geht ein Abschnitt der Druckleitung zum Druckraum von einer Leitungsverbindung zwischen dem Einlaß- und dem Auslaßventil aus. Die Druckleitung übernimmt wechselweise den Zu- und den Abfluß von Hydraulikmedium.
- Um eine hohe Schaltgeschwindigkeit realisieren zu können, sind das Einlaß- und das Auslaßventil als Sitzventile ausgeführt, die bzgl. des Öffnungs- und Schließverhaltens gegensinnig angesteuert werden. Die Vorteile eines Sitzventils liegen in den geringen Leckageverlusten und in der geringen Schmutzempfindlichkeit. Gleichzeitig bietet ein Sitzventil aber auch den Vorteil, daß man zum Schalten keine großen Wege eines Ventilschiebers in Kauf nehmen muß, sondern nur Kräfte an einer Stelleinrichtung, in der Regel ein Magnet, einstellen muß, also praktisch keine Massen bewegt. Die Ansteuerung erfolgt im Sinne einer hydraulischen Waage, die in dem Maße wie das eine Ventil öffnet, das andere Ventil schließt.

In diesem Zusammenhang ist es besonders vorteilhaft, wenn die Hydraulikpumpe eine Konstantdruckversorgung bereitstellt. Kann man bei der Hydraulikeinrichtung einen Konstantdruck voraussetzen, ergibt sich am Einlaßventil stets ein bekannter Druck, da das Einlaßventil und das Auslaßventil zwanghaft gekoppelt sind. Der hydraulische Druckabfall hinter dem Einlaßventil ist erreichbar durch die Ventilstellung des Regelventils. Das Regelventil wird durch einen definierten Steuerstrom betätigt. Folglich ist der Steuerstrom proportional dem hydraulischen Druckabfall. Daraus ergibt sich der überraschende Effekt, daß man auf einen Drucksensor in der Zylinder-Kolben-Einheit verzichten kann, der den Zustand im System erfassen müßte, um das Regelventil ansteuern zu können.

Entsprechend einem vorteilhaften Unteranspruch sind das Einlaß- und das Auslaßventil in einem gemeinsamen Ventilblock angeordnet. Der gemeinsame Ventilblock bildet die Leitungsverbindung zwischen den beiden Ventilen. Die Zahl der möglichen Leckstellen wird somit sehr klein gehalten.

Nach einem weiteren wesentlichen Merkmal ist vorgesehen, daß als Dämpfungsglied ein stufig oder analog arbeitendes Ventil zur hydraulischen Leistungsreduzierung eingesetzt wird. Bei Verwendung eines stufig arbeitenden Dämpfungsgliedes vor dem Hydrospeicher werden beispielsweise mindestens zwei Dämpfungskennungen mit jeweils einer hohen (hart) und einer niedrigen (weich) eingestellten Druck-Volumenstrom-Kennlinie eingesetzt. Das verstellbare Dämpfungsglied wird mit der Elektronik derart angesteuert, daß immer die Kennung eingestellt ist, bei der die Druckführung zur Fahrzeugaufbaustabilisation noch gewährleistet ist.

Ein analoges Dämpfungsglied vor dem Hydrospeicher erlaubt darüber hinaus in vorteilhafter Weise ein exaktes Anpassen der Dämpfungskennung an die momentane Fahrsituation, so daß gerade soviel Dämpfung zur Verfügung gestellt ist, wie momentan zur Aufbaustabilisierung benötigt wird. Mithin wird immer auf der momentan weichstmöglichen Dämpfungskennung gefahren, mit Vorteil in bezug auf hydraulischen Leistungsbedarf und Abrollkomfort. Im Hinblick auf eine kompakte Ausgestaltung der Hydraulikeinrichtung sind das Dämpfungsglied und den Hydrospeicher in der Zylinder-Kolben-Einheit integriert.

In Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß die Elektronik durch mindestens einen Sensor beaufschlagt wird. Ein weiteres wesentliches Merkmal sieht vor, daß die Elektronik als eine der Eingangsgrößen das Signal der relativen Kolbengeschwindigkeit derart verarbeitet, daß Radstörungen bis auf die notwendige Achsdämpfung ausgebendet werden. Dabei wird das Signal der Radstörung entsprechend positiv oder negativ verstärkt und über einen Addierer der Regelventil-Endstufe zugeführt. Mit dieser Maßnahme wird der Abrollkomfort eines Fahrzeuges wesentlich verbessert.

Nach einem weiteren wesentlichen Merkmal wirkt das Signal der relativen Kolbengeschwindigkeit und das Signal eines Formfilters auf einen Addierer, wobei die Summe des Addierers der Regelventil-Endstufe zugeführt wird. Mit dieser Maßnahme wird die Führungsdy namik zur Aufbaustabilisierung eines Fahrzeuges verbessert.

Weiterhin ist vorgesehen, daß der Formfilter ein Ausgangssignal in Abhängigkeit der Fahrzeugaufbaufrequenz bereitstellt, wodurch innerhalb eines definierten Frequenzbereiches eine Verstärkung des Eingangssignals für das Regelventil erfolgt. Praktisch bedeutet die-

se Signalbearbeitung, daß man zur Steigerung der Reaktionsgeschwindigkeit des Gesamtsystems bewußt eine überproportionale Regelventileinstellung wählt und anschließend das Gesamtsystem wieder "abfängt".

5 Funktionsweise der Einzelkomponenten und die Gesamtwirkung der erfundungsgemäßen Hydraulikeinrichtung werden anhand der Fig. 1, 2 und 3 näher erläutert.

Es zeigen

Fig. 1 ein Wirkbild der Hydraulikeinrichtung,

10 Fig. 2 einen hydraulischen Schaltplan des Regelventiles für eine Fahrzeugachse,

Fig. 3 Kennfeld des Regelventils,

Fig. 4 Zylinder-Kolben-Einheit.

Die in Fig. 1 dargestellte Hydraulikeinrichtung be

15 steht aus einem hydraulischen und einem elektronischen Teil 1; 3 und dient zur Aufbaustabilisierung bzw. Niveauregelung und zur Bedämpfung eines schwingenden Radträgers eines Fahrzeugaufbaus. Zwischen den Radträgern und dem Fahrzeug sind Zylinder-Kolben-Einheiten, beispielhaft ist nur eine Zylinder-Kolben-Einheit

20 dargestellt, angeordnet, die jeweils einen Druckraum 7; 9 aufweisen. Die Druckräume 7 werden mit einem direkt gesteuerten Regelventil 11, in Abhängigkeit einer in einem zum elektronischen Teil 3 gehörenden Bordrechner 13 abgelegten Ansteuerungsphilosophie nebst

25 entsprechenden Sensoren angesteuert, so daß entsprechende Aufbaustellkräfte erzeugt werden, die den Fahrzeugaufbau in eine angestrebte Niveaulage bewegen. Die Druckräume 7, 9 sind über Druckleitungen 15 mit dem Regelventil 11 und einem parallel zum Regelventil 11 angeordneten Hydrospeicher 17 verbunden. In Reihe vor dem Hydrospeicher 17 ist ein Dämpfungsglied 19 mit verstellbarer Dämpfung angeordnet. Das Regelventil 11 wird von einer Hydraulikpumpe 21 mit konstan-

30 tem Druck p_0 versorgt, so daß vor dem Regelventileingang stets der Druck p_0 anliegt. Entsprechende Leitungen 23 münden in den Auffangbehälter 25.

35 Der elektronische Teil der Hydraulikeinrichtung umfaßt eine Regelventil-Endstufe 27, einen Addierer 29, eine Dämpfungsglied-Endstufe 31 und einen Formfilter 33. Ausgehend von der Sensorik, die beispielsweise die Fahrgeschwindigkeit, die Lenkgeschwindigkeit, die Aufbaubeschleunigung, die Beladung, Quer- und Längsbeschleunigung sowie die Relativgeschwindigkeit ermit-

40 telt werden zwei Einzelsignale für die Regelung bereitgestellt. Zum einen stellen der Bordrechner 13 in Verbindung mit der Sensorik eine Steuerspannung UDG bereit, die in der Dämpfungsglied-Endstufe 31 mittels einer abgelegten Ansteuerungsphilosophie in einen

45 Stellstrom IDG für das Dämpfungsglied 19 umgeformt wird. Parallel wird im Bordrechner aus den Fahrzeugebewegungsparametern eine vorläufige Führungssteuerspannung Us_{11} ermittelt, die dem Formfilter 33 zugeführt wird. Der Formfilter moduliert das Eingangssignal

50 Us_{11} in Abhängigkeit der Fahrzeugaufbauschwingfrequenz, wobei das Ausgangssignal Us_{12} für einen vorbestimmten Frequenzbereich verstärkt ist, um für diesen Frequenzbereich möglichst rasch die angestrebte Niveaulage zu erreichen. Aus der Sensorik wird vorzeichenbehaftet die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Radträger und dem Fahrzeugaufbau ermittelt und steht

55 als Signal U_{rel} zur weiteren Verarbeitung zur Verfügung. Das über den Formfilter 33 frequenzabhängige Steuerspannungs-Signal Us_{12} und das relative Geschwindigkeitssignal U_{rel} werden dem Addierer 29 zugeführt. Der Addierer überlagert die Signale Us_{12} und U_{rel} zu einem Steuersignal Us_1 für den Führungsein-

60 gang der Regelventil-Endstufe 27. In der Regelventil-

65

Endstufe werden in Abhängigkeit des Steuersignals U_S die analogen Stromsignale I_F für ein Einlaßventil und I_A für ein Auslaßventil (s. Fig 2) innerhalb des Regelventils 11 festgelegt, wobei die Summe der Ströme I_F und I_A konstant bleibt und die Einzelströme einer gegensinnigen Funktion unterliegen, d. h., daß in dem Maße wie I_F ansteigt, verringert sich I_A oder umgekehrt.

Fig. 2 zeigt den hydraulischen Schaltplan der Hardware-Einheit eines Ventilblockes 35 zur Ansteuerung eines rechten oder linken Rades einer Fahrzeugachse. Der Ventilblock 35 besteht aus dem Einlaßventil 37 und dem Auslaßventil 39. Das Einlaßventil 37 und die Auslaßventile 39 sind in direkt gesteuerter Sitzventiltechnik ausgeführt und arbeiten jeweils entsprechend den Kräftegleichgewichtsbedingungen am Ventilsitz 41; 43. Eine fix eingestellte Federkraft 45; 47, welche teilweise von einer Magnetkraft aufgehoben werden kann, die mittels einer nicht dargestellten stromdurchflossenen Spule mit Eisenkern erzeugt wird, wobei die Magnetkraft dem Strom I_A oder I_F proportional ist, stellt die Ventilöffnungskraft und mithin den Öffnungsdruck des Ventiles ein. Das Regelventil arbeitet in hydraulischer Druckteilerschaltung. Das Einlaßventil 37 und das Auslaßventil 39 werden permanent von einem Füllventilstrom I_F und einem Auslaßventilstrom I_A durchflossen, wobei der Füllventilstrom über die Steuerspannung U_S von einer minimalen Größe linear bis auf eine maximale Stromgröße ansteigt und gleichzeitig der Auslaßventilstrom über dieselbe Steuerspannung von einer maximalen Stromgröße linear abfällt bis auf eine minimale Stromgröße. Strominvertierung und Stromregelung über die Ansteuerspannung erfolgen in der Regelventil-Endstufe 27 (Fig. 1).

Der gesamte Druckabfall am unbelasteten Regelventil 11 setzt sich stets additiv zusammen aus Druckabfall über Einlaßventil 37 und Druckabfall über Auslaßventil 39. Liegt beispielsweise eine maximale Steuerspannung U_S an der Regelventil-Endstufe 27 an, ist das Einlaßventil 37 maximal bestromt und weist einen minimalen hydraulischen Widerstand auf. Das Auslaßventil 39 ist bei derselben maximalem Steuerspannung U_S minimal bestromt und besitzt maximalen hydraulischen Widerstand. Mithin ist als Gesamtwirkung im vorgenannten Fall der Arbeitsdruck p_A zwischen den Ventilen maximal. Die entsprechenden invertierten Verhältnisse liegen bei minimaler Steuerspannung U_S für minimalen Arbeitsdruck p_A vor. Das Regelventil 11 arbeitet somit im Druckführbereich bzw. bei Niveauregulierung spannungsproportional. Der Arbeitsdruck p_A läßt sich proportional der Steuerspannung U_S ändern. Wie bereits zur Fig. 1 beschrieben, liefert die Pumpe des hydraulischen Teils der Hydraulikeinrichtung einen konstanten Druck. Folglich ist stets von einem definierten Druck p_0 am Eingang des Einlaßventils 37 auszugehen. Das Einlaßventil 37 und das Auslaßventil 39 sind über die Regelventil-Endstufe 27 hinsichtlich ihrer Ansteuerung verknüpft, so daß nicht nur der Druckabfall, sondern auch der Arbeitsdruck p_A für die Zylinder-Kolben-Aggregate 5 bekannt sind. Es findet eine innere Regelung statt, d. h., daß die Rückmeldung hinsichtlich des Arbeitsdrucks p_A überflüssig ist, da dem System die Steuerspannung U_S als Maß für den Arbeitsdruck bekannt ist.

Der Ventilblock 35 beinhaltet in vorteilhafter Weise kostengünstiges Design, weil füll- und ablaßventilseitig konstruktiv gleiche Teile hydraulisch sowie elektronisch zur Verwendung kommen. Beide Ventile 37; 39 sind in einem gemeinsamen Ventilblock angeordnet, um die

Zahl der Leitungen und Anschlüsse zu minimieren. Des weiteren geht die Druckleitung 15 von einer Leitungsverbindung 40 zwischen dem Einlaß- 37 und dem Auslaßventil 39 zur Zylinder-Kolben-Einheit 5 aus. Praktisch ist die Zylinder-Kolben-Einheit 5 ein einfacher und kein doppelt wirkendes Aggregat.

Fahrzeugseitig ist eine gute Aufbaukopplung und somit Abrollkomfortgewinn nur über eine weiche (niedrige) Druck-Volumenstrom-Kennung des Dämpfungsgliedes 19 in Fig. 1 zu erreichen. Dabei ist der Leistungsbedarf der Hydraulikeinrichtung bei Erregung der Zylinder-Kolben-Einheit durch Radstörungen gering, weil im Hydrospeicher 17 ein Teil der eingebrachten Energie gespeichert, und bei Richtungsänderung an die Zylinder-Kolben-Einheit wieder abgegeben werden kann. Dieser weiche Dämpfungswiderstand erzwingt dagegen bei Soll-Druckführung, d. h. Einspeisen von Druckmedium zur Niveaulageregulierung, einen hohen hydraulischen Leistungsbedarf. Beispielsweise müßte bei einer Slalomfahrt eines Fahrzeugs über das Einlaßventil 37 des Regelventiles 11 Volumenstrom dem Hydrospeicher 17 zugeführt, und über das Auslaßventil 39 des Regelventiles 11 wieder dem Auffangbehälter 25 abgeführt werden, entsprechend der Führungs frequenz der Slalomfahrt. Die jeweilige Volumenstrommenge ist proportional der hydraulischen Führungsverlustleistung und in dem angeführten Beispiel entsprechend hoch.

Ist im Gegensatz zu vorgenanntem die Druck-Volumenstrom-Kennung des Dämpfungsgliedes 19 stets hart (hoch), dann ist die Führungs dynamik exzellent und ebenso die Führungsverlustleistung äußerst gering, jedoch wäre die Aufbaukopplung — gleichbedeutend mit Abrollkomfort — nur mit hoher Ventildynamik und ebenso entsprechend hohem hydraulischen Leistungs bedarf zu erzielen.

Um diesem Zielkonflikt erfolgreich zu begegnen ist das verstellbare Dämpfungsglied 19 vor dem Hydrospeicher 17 vorgesehen, welches mindestens 2 Druck-Volumenstrom-Kennungen mit mindestens jeweils einer weichen und einer harten Dämpfung aufweist. Das verstellbare Dämpfungsglied 19 wird über die Dämpfungsglied-Endstufe 31 (Fig. 1) angesteuert, welche ihrerseits — je nach aktueller Fahrsituation der Logik/ Philosophie 3 entsprechend — ein Stellsignal erhält. Es ist aus empirischen Meßreihen mit verstellbaren Dämpfungssystemen bekannt, daß statistisch überwiegend auf einer weich ausgelegten Dämpfungskennung gefahren werden kann, was wie vorerwähnt erfundsgemäß gleichbedeutend ist mit geringem hydraulischen Leistungsverlust bei sehr gutem Abrollkomfort. Tritt eine extreme Fahrsituation auf, ist die Druck-Volumenstrom-Kennung des Dämpfungsgliedes 19 auf hart gestellt, wobei in vorteilhafter Weise ausgezeichnete Führungs dynamik erreicht wird bei gleichzeitig geringen Führungsleistungsverlusten der Hydraulikeinrichtung. Praktisch wird der Hydrospeicher 17 von der Zylinder-Kolben-Einheit 5 zumindest teilabgetrennt, so daß der Speicher 17 dynamisch nicht auf das angestrebte Druckniveau gebracht werden muß.

In besonders vorteilhafter Weise ist ein analog verstellbares Dämpfungsglied 19 vor dem Hydrospeicher 17 angeordnet. Mit dieser Maßnahme wird die erforderliche Dämpfung stets so weich wie möglich gestellt, in der Größenordnung, daß die momentane Druckführung zur Stabilisierung des Fahrzeugaufbaues stets momentan ausreichend ist. Somit wird erreicht, daß stets auf der weichstmöglichen Dämpfungskennung gefahren wird, womit ein sehr guter Abrollkomfort erreicht wird.

bei ebenso geringem hydraulischen Leistungsbedarf.

Das in Fig. 3 dargestellte Kennfeld des Regelventils setzt sich aus Einzelkennfeldern jeweils für das Einlaßventil 37 und Auslaßventil 39 zusammen. Isoliert betrachtet ist der Druckabfall bei max. Öffnungsquerschnitt am Einlaßventil 37 zu vernachlässigen. Es liegt hinter dem Füllventil in etwa der Druck p_0 an, der von der Konstantdruckpumpe 21 bereitgestellt wird. Damit ist ein Volumenstrom Q_A verbunden, so daß eine Kennlinienschar in Abhängigkeit der Steuerspannung U_{St} gebildet werden kann.

Weil das Einlaßventil 37 und das Auslaßventil 39 in ihrer Bauweise identisch ausgeführt sind, muß bei einer identischen Steuerspannung dasselbe Öffnungs- und Schließverhalten auftreten, also eine Kennlinienschar gleicher Steigung. Durch die Strominversion zwischen I_A und I_F wird jedoch das Öffnungs- und Schließverhalten des Auslaßventils 39 umgekehrt. Bei einer maximalen Steuerspannung U_{St} , beispielsweise 5V, ist das Einlaßventil logischerweise voll geöffnet, da die Magnetspule mit I_F maximal bestromt ist, hingegen das Auslaßventil einem Minimalstrom I_A zugeführt bekommt, der das Ventil in der geschlossenen Position beläßt. Der zwischen dem Einlaßventil 37 und dem Auslaßventil 39 eingeschlossene Druck p_A entspricht dann ca. p_0 .

Für den Fall, daß der Steuerstrom I_F bzw. die Steuerspannung U_{St} sehr gering ist, muß das unter dem Druck p_0 stehende Druckmedium gegen das geschlossene Einlaßventil 37 wirken. Folglich stellt sich aufgrund des hohen Drosselwiderstandes des Einlaßventils ein Druckgefälle ein, das durch das weit geöffnete Ablaßventil rasch abgebaut werden kann, so daß der Systemdruck p_A klein ist. Genau dieser Zusammenhang wird in dem Schaubild dargestellt.

Die Fig. 4 zeigt prinzipiell ein konkretes Ausführungsbeispiel der des Zylinder-Kolben-Einheit 5. Wesentlicher Gesichtspunkt des Aggregates ist die Integration des Hydrospeichers 17 und des Dämpfungsgliedes 19. Die Anzahl der außenliegenden Leitungsteile und Anschlüsse kann durch die innenliegenden Leitungen minimiert werden.

Die Druckmittelzuführung 15 erfolgt über eine hohle Kolbenstange 51 in einen Zylinder 53. Konzentrisch zum Zylinder 53 ist ein Behälterrohr 55 angeordnet, das eine Fluidenverbindung 57 zum Dämpfungsglied 19 und den sich anschließenden Hydrospeicher 17 bildet. Das Dämpfungsglied und der Hydrospeicher sind über ein Gehäuse 59 an der Zylinder-Kolben-Einheit 5 angebracht. Der Kolben des Zylinder-Kolben-Aggregates kann als einfacher Plunger, wie in diesem Variationsbeispiel, oder auch mit Dämpfungsventilen ausgeführt sein.

Patentansprüche

1. Hydraulikeinrichtung insbesondere zur Stabilisierung und Niveauregelung eines Fahrzeuges, mit einer Zylinder-Kolben-Einheit, die einen über ein Regelventil mit einer Druckleitung verbindbaren Druckraum aufweist, der einen mit einer axialen nach außen abstehenden Kolbenstange verbundenen und axial verschiebbaren Kolben stirnseitig druckbelastet, mit einer in einem Auffangbehälter mündenden und einem Hydrospeicher verbundenen Leitung, die über das Regelventil mit dem Druckraum verbindbar ist und einer in der Druckleitung angeordneten Hydraulikpumpe, die über eine Ausgangsleitung mit dem Auffangbehälter ver-

bunden ist, wobei zwischen dem Druckraum und dem Hydrospeicher ein verstellbares Dämpfungsglied angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Regelventil (11) und das Dämpfungsglied (19) mittels einer aufeinander abgestimmten Regelelektronik (3, 13) betrieben werden, die anhand einer Sensoranordnung eine Führungsgröße (U_{St1}) für die Niveaulage und eine Dämpfungsgröße für den Fahrkomfort bereitstellt, wobei aus den sensierten Fahrzuständen eine Fallunterscheidung für das Dämpfungsglied und das Regelventil vorgenommen wird, derart, daß beim Zu- oder Abführen von Druckmitteln zur Regelung der Niveaulage über das Regelventil das Dämpfungsventil zusätzlich zu einer ggf. durch das Rad eingeleiteten Schwingungsstörgröße eine härtere Dämpfkrafteinstellung aufweist.

2. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinder-Kolben-Einheit (5) für beide Arbeitsräume (7; 9) einen gemeinsamen Hydrospeicher (17) aufweist.

3. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Regelventil (11) aus einem Einlaß- (37) und einem Auslaßventil (39) besteht, wobei die Dämpfkraft durch das Zusammenwirken des Regelventils (11) mit dem Dämpfkraftventil (19) bestimmt wird.

4. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein Abschnitt der Druckleitung (23) zum Druckraum (7) der Zylinder-Kolben-Einheit (5) von einer Leitungsverbindung (40) zwischen dem Einlaß- (37) und dem Auslaßventil (39) ausgeht.

5. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Einlaß- (37) und das Auslaßventil (39) als ein Sitzventil ausgeführt sind und gegensinnig bzgl. des Öffnungs- und Schließverhaltens angesteuert werden.

6. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikpumpe (21) eine Konstantdruckversorgung bereitstellt.

7. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Einlaß- (37) und das Auslaßventil (39) in einem gemeinsamen Ventilblock (35) angeordnet sind.

8. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß als Dämpfungsglied (19) ein digital arbeitendes Ventil vorgesehen ist.

9. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß als Dämpfungsglied (19) ein analog arbeitendes Ventil vorgesehen ist.

10. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Dämpfungsglied (19) und der Hydrospeicher (17) in der Zylinder-Kolben-Einheit integriert sind.

11. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Elektronik (3) als eine der Eingangsgrößen die relative Kolbengeschwindigkeit verarbeitet.

12. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Elektronik (3) aus einer Regelventil-Endstufe (27) und einer Dämpfungsglied-Endstufe (31) besteht, wobei das Signal der relativen Kolbengeschwindigkeit (U_{rel}) und das Signal der Steuerspannung (U_{St2}) auf einen Addierer (29) wirken, und die Summe (U_{St}) des Addierers anschließend der Regelventilendstufe (27) zugeführt wird.

13. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß eine vorläufige Steuerspannung (U_{ST1}) über einen Formfilter (33) dem Addierer (29) aufgeschaltet ist.
14. Hydraulikeinrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Formfilter (33) ein Ausgangssignal (U_{ST2}) in Abhängigkeit der Fahrzeugaufbaufrequenz bereitstellt, wodurch innerhalb eines definierten Frequenzbereiches eine Verstärkung des Eingangssignals für das Regelventil (11) erfolgt. 5 10

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

Fig.1

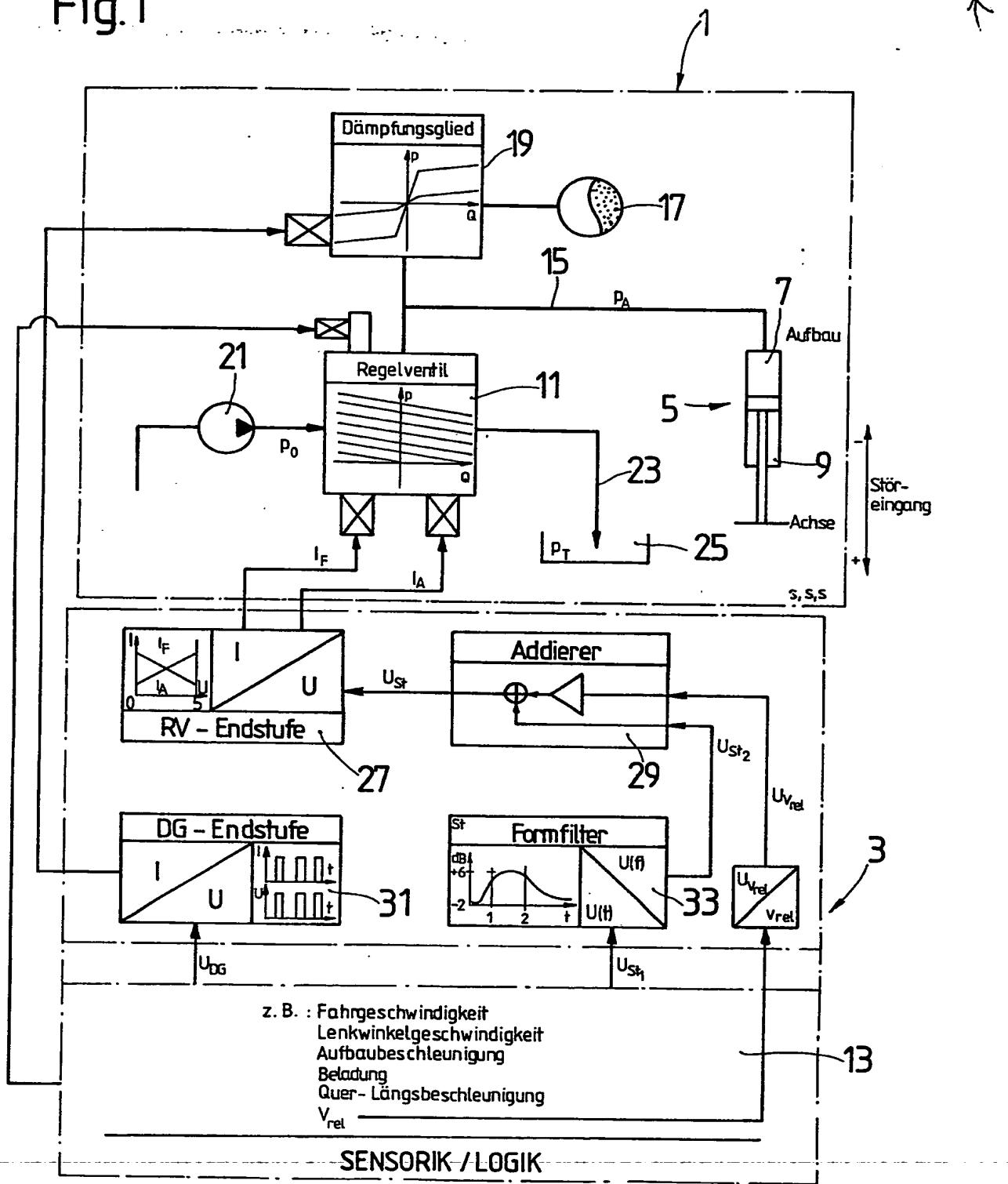


Fig. 2

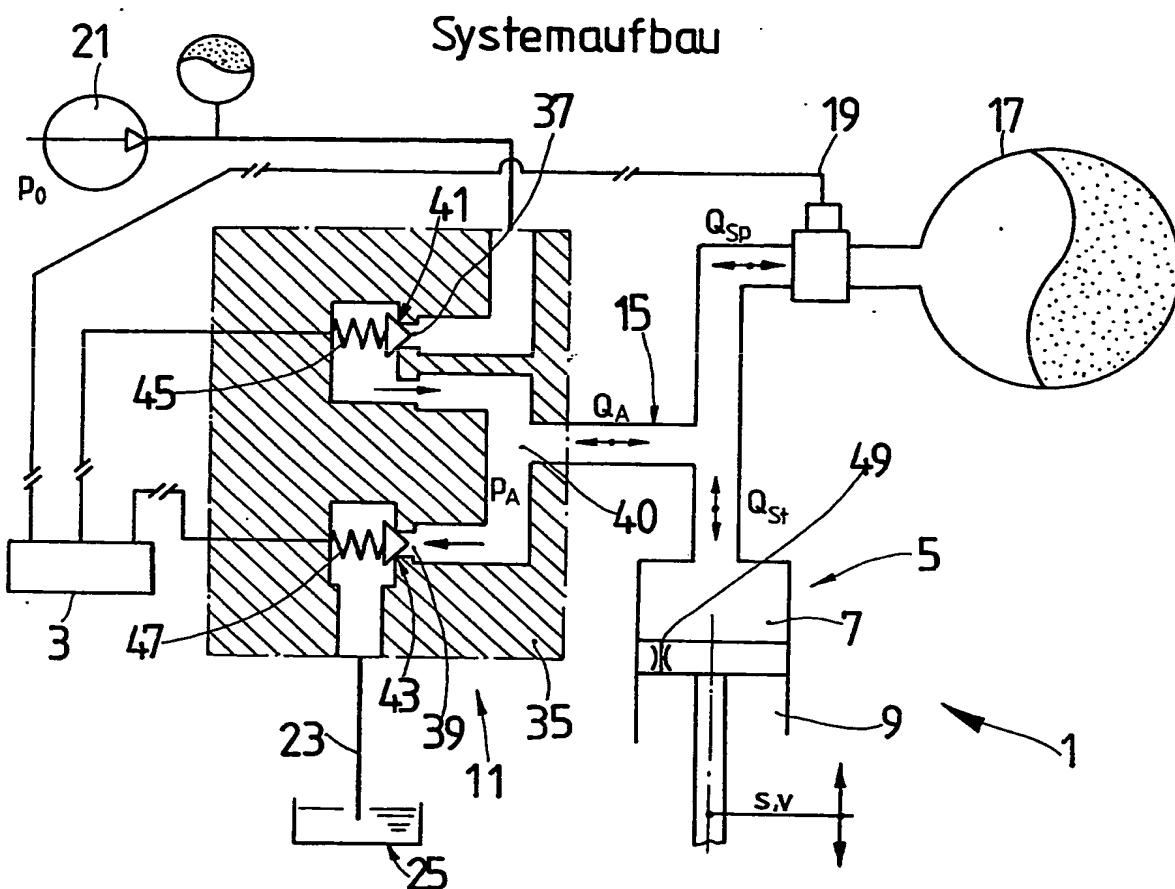


Fig. 3

Kennfeld KV-Modul

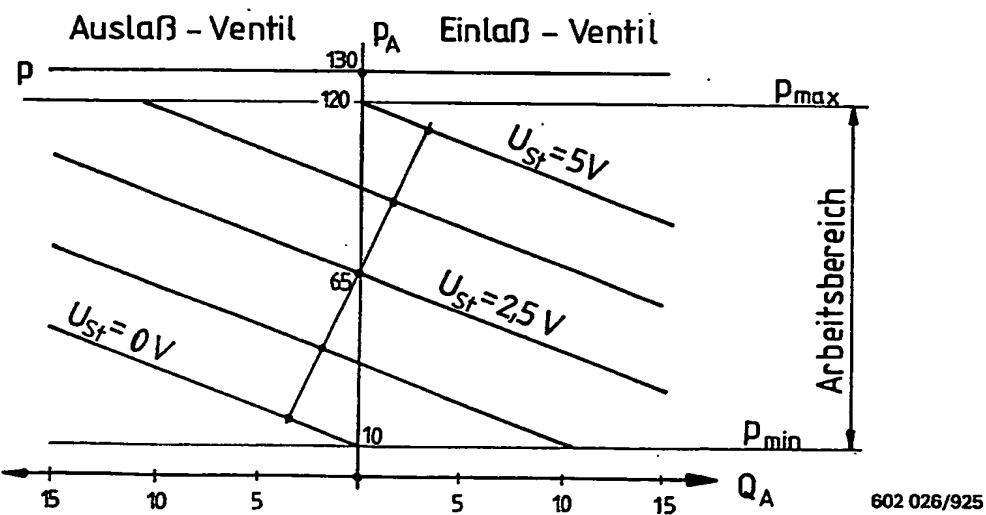


Fig. 4

